

特開平11-94485

(43) 公開日 平成11年(1999) 4月9日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup> 識別記号

F 2 8 F 1/32

F 2 5 B 39/04

F 2 8 D 5/00

F 2 8 F 9/02

3 0 1

F I

F 2 8 F 1/32

F 2 5 B 39/04

F 2 8 D 5/00

F 2 8 F 9/02

V

Z

3 0 1 Z

審査請求 未請求 請求項の数5 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平9-255567

(22) 出願日 平成9年(1997) 9月19日

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 発明者 長谷川 恵津夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

(72) 発明者 杉本 竜雄

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

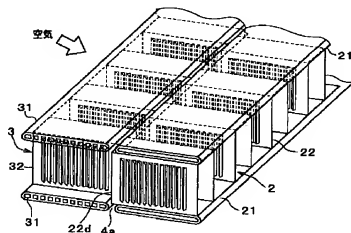
(74) 代理人 弁理士 伊藤 洋二 (外1名)

## (54) 【発明の名称】 複式熱交換器

## (57) 【要約】

【課題】 ラジエータ2とコンデンサ3とをフィンで一体化した熱交換器において、ラジエータ2の熱交換量を増大させる。

【解決手段】 両フィン22、32を互いに空気の流通方向と直交する方向にずらす。これにより、ラジエータフィン22の空気流れ上流側の先端部に空気が衝突するので、その先端部22dにおいて、温度境界層の厚みが0となると共に、ラジエータフィン22全体に渡って温度境界層の厚みを小さくすることができる。したがって、ラジエータフィン22における熱伝達率を大きくすることができるので、ラジエータ2の熱交換量を増大させることができる。



2: ラジエータ  
3: コンデンサ  
21: ラジエータチューブ  
22: ラジエータフィン  
31: コンデンサチューブ  
32: コンデンサフィン

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 第1流体が流通する複数本の第1チューブ(21)を有し、前記チューブ(21)外を流れる外部流体と前記第1流体との熱交換を行う第1熱交換器(2)と、

第2流体が流通する複数本の第2チューブ(31)を有し、前記外部流体と前記第2流体との熱交換を行う第2熱交換器(3)とを備え、

前記第1熱交換器(2)を前記第2熱交換器(3)の前記外部流体流下流側に配設した複式熱交換器であつて、

前記両熱交換器(2、3)の各チューブ(21、31)間には、複数個の折曲部(22a、32a)を有して波状に形成された第1、2フィン(22、32)が配設されており、

さらに、前記両フィン(22、32)は、前記両フィン(22、32)の折曲部(22a、32a)が、互いに前記外部流体の流通方向と交差する方向にずれるように、1枚の板材(200)から一体成形されていることを特徴とする複式熱交換器。

【請求項2】 前記両フィン(22、32)のいずれ量(δ)は、前記両フィン(22、32)のうちいずれか一方のフィンピッチ法(P)の略1/4であることを特徴とする請求項1に記載の複式熱交換器。

【請求項3】 前記両フィン(22、32)それぞれには、外部流体を前記各フィン(22、32)の表裏両側を蛇行させるルーバ(22c、32c)が形成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の複式熱交換器。

【請求項4】 前記両フィン(22、32)のフィンピッチ法(P)は、互いに等しいことを特徴とする請求項1ないし3に記載のいずれか1つに記載の複式熱交換器。

【請求項5】 第1流体が流通する複数本の第1チューブ(21)を有し、前記チューブ(21)外を流れる外部流体と前記第1流体との熱交換を行う第1熱交換器(2)と、

第2流体が流通する複数本の第2チューブ(31)を有し、前記外部流体と前記第2流体との熱交換を行う第2熱交換器(3)とを備え、

前記第1熱交換器(2)を前記第2熱交換器(3)の前記外部流体流下流側に配設した複式熱交換器に適用され、

前記両熱交換器(2、3)の各チューブ(21、31)間に配設される、複数個の折曲部(22a、32a)を有して波状に形成された第1、2フィン(22、32)を一体化した複式熱交換器用フィンであつて、

前記両フィン(22、32)を、前記両フィン(22、32)の折曲部(22a、32a)が、互いに前記外部流体の流通方向と交差する方向にずれるように、1枚の

板材(200)から一体成形したことを特徴とする複式熱交換器用フィン。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、相互に異種の熱交換器を一体化した複式熱交換器に関するもので、車両の駆動源であるエンジンのラジエータと車両用空調装置のコンデンサとの一体化に適用して有効である。

## 【0002】

10 【従来の技術】従来は、車両完成後に車両販売店等で車両用空調装置を車両に組付けていたが、近年、車両用空調装置が車両に標準的の装備されるようになったため、車両組み立て工程において、車両用部品とともに車両用空調装置も組付けるようになってきた。

【0003】そこで、車両部品であるラジエータと車両用空調装置部品であるコンデンサとを一体化することにより、両者の小型化を図るとともに組付け工数の低減を図るべく、ラジエータやコンデンサ等の異種の熱交換器を一体化した複式熱交換器が多数提案されている。

20 そこで、例えば、特開平3-177795号公報に記載の発明では、ラジエータのコルゲートフィン(以下、ラジエータフィンと呼ぶ。)とコンデンサのコルゲートフィン(以下、コンデンサフィンと呼ぶ。)とを一体化することにより両熱交換器の一体化を図っている。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかし、上記公報に記載の発明では、空気の流通方向から見て、両フィンが重なって(一致して)いるので、空気流下流側に位置するラジエータフィンは、既にコンデンサフィンと熱交換を行って温度が上昇した空気と熱交換を行わなければならない。

【0005】したがって、上記公報に記載の発明では、ラジエータフィンと空気との温度差が小さくなるので、下流側に位置するラジエータの熱交換量が低下するという問題が発生してしまう。本発明は、上記点に鑑み、異種の熱交換器を一体化した複式熱交換器において、下流側の熱交換器の熱交換量が低下することを防止することを目的とする。

## 【0006】

40 【課題を解決するための手段】本発明は、上記目的を達成するために、以下の技術的手段を用いる。請求項1〜4に記載の発明では、2つ熱交換器(2、3)を外部流体の流通方向に直列に配設した複式熱交換器において、2つフィン(22、32)の折曲部(22a、32a)が、互いに外部流体の流通方向と交差する方向にずれるように1枚の板材(200)から両フィン(22、32)を一体成形したことを特徴とする。

【0007】これにより、外部流体の流通方向下流側に位置する第1フィン(22)の外部流体流通方向上流側の先端部(22d)に直接、外部流体が衝突するので、

その先端部(22d)において、温度境界層の厚みが0となると共に、上記公報に記載の熱交換器に比べて、第1フィン(22)全体に渡って温度境界層の厚みを小さくすることができる。したがって、第1フィン(22)の熱伝達率を大きくすることができるので、外部流体の流通方向下流側に位置する第1熱交換器(2)の熱交換量を増大させることができる。

【0008】また、両フィン(22、32)の折曲部(22a、32a)が、互いに外部流体の流通方向と交差する方向にずれているので、上記公報に記載の熱交換器に比べて、第1フィン(22)に衝突する外部流体の温度を低くすることができる。したがって、第1フィン(22)と外部流体との温度差を大きくすることができるので、外部流体の流通方向下流側に位置する第1熱交換器(2)の熱交換量をさらに増大させることができる。

【0009】なお、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

#### 【0010】

【発明の実施の形態】本実施形態は、本発明に係る複式熱交換器(以下、熱交換器と略す。)を車両用に適用したものであって、この熱交換器1は、後述するラジエータ2とコンデンサ3とを車両のエンジンルーム前側面に空気の流れ方向と直列に配設したものである。

【0011】図1は熱交換器1の斜視図であり、2は、エンジン室の冷却水(第1流体)が流通する複数本のラジエータチューブ(第1チューブ)21および各ラジエータチューブ21間に配設された矩形波状のコルゲート冷却フィン(以下、このフィン进行ラジエータフィン(第1フィン)と呼ぶ。)22からなる矩形形状のラジエータ(第1熱交換器)であり、このラジエータ2は冷却水とラジエータチューブ21の外部を流通する空気(外部流体)とを熱交換して冷却水を冷却するものである。

【0012】なお、ラジエータ2の端部のうち車両幅方向一端側には、各ラジエータチューブ21に冷却水を分配するラジエータタンク部23が配設され、車両幅方向他端側には、各ラジエータチューブ21にて熱交換を終えた冷却水を集合させるラジエータタンク部24が配設されている。また、ラジエータ2の空気流れ上流側には、図2に示すように、車両用空調装置(図示せず)の冷媒(第2流体)と空気を熱交換して冷媒を凝縮させる矩形形状のコンデンサ3が配設されている。

【0013】なお、31はラジエータチューブ21と所定の隙間4aを有して配設された冷媒が流通するコンデンサチューブ(第2チューブ)であり、32は熱交換を促進する矩形波状の冷却フィン(以下、このフィン进行コンデンサフィン(第2フィン)と呼ぶ。)である。また、図1に示すように、コンデンサ3の車両幅方向一端側には、ラジエータ2と同様に、各コンデンサチューブ

31に冷媒を分配するコンデンサタンク部33が配設され、車両幅方向他端側には、各コンデンサチューブ31にて熱交換を終えた冷媒を集合させるコンデンサタンク部34が配設されている。

【0014】ところで、両フィン22、32は、両フィン22、32の折曲部22a、32aが、図3に示すように、互いに空気の流れ方向と直交する方向(両チューブ21、31の長手方向)にずれるように、ローラ成形機によって1枚のアルミニウム製の薄板材200から一体形成されている。なお、本実施形態では、各フィン22、32のフィンピッチ寸法 $P_2$ 、 $P_3$ は互いに等しい寸法であり( $P_2 = P_3 \equiv P$ )、かつ、両フィン(両折曲部22a、32a)のすれ量 $\delta$ は、フィンピッチ寸法 $P$ 、 $P$ の略1/4である( $\delta = P/4$ )。

【0015】図4に、フィンピッチ寸法 $P_2$ 、 $P_3$ とは、図3、7に示すように、各フィン22、32の任意の位置から見て、その位置とその位置の形状と等しい形状となる位置との距離のうち、最小の寸法を言う。また、各フィン22、32のうち各チューブ21、31の長手方向と直交(交差)する面22b、32bには、図3、4に示すように、空気を面22b、32bの表裏両側を蛇行させるルーバ22c、32cが面22b、32bから切り起こされている。

【0016】次に、一体化された両フィン22、32(以下、このフィン进行一体フィン(複式熱交換器用フィン)と呼ぶ。)の製造方法の概略を述べる。図5は一体フィンの製造装置100の模式図である。送りローラ(図示せず)により送られた帯状のアルミニウム製の薄板材200は、先ず、図6に示すように、薄板材200の長手方向(両チューブ21、31の長手方向に相当)に所定長さの切り込み(スリット)210を所定間隔毎にスリット成形ローラ110により形成する(スリット成形行程)。

【0017】なお、図6の2点差線は折曲部22a、32aを示しており、斜線部分はルーバ22c、32cが形成されていない部位(矩形波の上端部分もしくは下端部分)を示すものである。次に、薄板材200の長手方向に直交する方向に直列に接続された2つの歯車状の成形ローラ121、122により、図7に示すように、薄板材200を矩形波状に折り曲げないように成形する(折曲行程)。

【0018】なお、各成形ローラ121、122は、図8に示すように、その回転の向きに、すれ量 $\delta$ に相当する角度分ずれている。また、本図では省略されているが、各成形ローラ121、122は、ルーバ22c、32cを切り起こすための刃が設けられており、この刃により矩形波状に折り曲げながらルーバ22c、32cを形成する。

【0019】その後、フィンピッチ寸法 $P$ が所定寸法となるように、折曲行程後の薄板材200を圧縮するよ

うに縮める（縮め行程）。次に、本実施形態の特徴を述べる。本実施形態によれば、両フィン22、32の折曲部22a、32aが、互いに空気の流通方向と直交する方向にずれているので、コンデンサフィン32より空気流れ下流側に位置するラジエータフィン22の空気流れ上流側の先端部22d（図3参照）に空気が衝突する。

【0020】したがって、先端部22dにおいて、温度境界層の厚みが0となると共に、空気流れ方向から見て両フィン22、32が重なっている上記公報に記載の熱交換器に比べて、ラジエータフィン22全体に渡って温度境界層の厚みを小さくすることができるので、ラジエータフィン22における熱伝達率 $\alpha$ を大きくすることができる。

【0021】また、両フィン22、32の折曲部22a、32aが、互いに空気の流通方向と直交する方向にずれているので、上記公報に記載の熱交換器に比べて、ラジエータフィン22に衝突する空気の温度を低くすることができるので、ラジエータフィン22と空気との温度差を大きくすることができる。以上に述べたように、本実施形態によれば、ラジエータ2の熱交換量を増大させることができる。

【0022】因みに、発明者等の数値解析によると、本実施形態に係る熱交換器1は、空気流れ方向から見て両フィン22、32が重なっている従来の熱交換器に比べて、コンデンサフィン32の熱伝達率 $\alpha$ で約0.1%、ラジエータフィン22の熱伝達率 $\alpha$ で約9%向上させることができることを確認している（図9～14参照）。

【0023】ところで、上述の実施形態では、両フィン22、32（一体フィン）を矩形波状に成形したが、正弦波のように滑らかに屈曲した波状としてもよい。また、上述の実施形態では、両フィン22、32にルーバ22c、32cを形成したが、ルーバ22c、32cを廃止しても発明を実施することができる。また、上述の実施形態では、両フィン22、32のずれ量 $\delta$ をフィンピッチ寸法Pの略1/4としたが、本発明はこれに限定されるものではなく、フィンピッチ寸法Pやルーバ22c、32cの傾きによって変化する両フィン22、32内の風速分布を考慮して適宜選定すべきである。

【0024】具体的には、ラジエータフィン22の先端部22dが、コンデンサフィン32最下流端から流出する空気の最大流速部位に位置するように、ずれ量 $\delta$ を選\*

\* 定することが望ましい。また、上述の実施形態では、両フィン22、32のフィンピッチ $P_1$ 、 $P_2$ を等しくしたが、両フィン22、32のフィンピッチ $P_1$ 、 $P_2$ を異なるように選定してもよい。但し、この場合、空気流れ方向から見て、両フィン22、32が重なることなくずれるように、フィンピッチ $P_1$ 、 $P_2$ およびずれ量 $\delta$ を選定する必要がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る複式熱交換器の斜視図である。

【図2】複式熱交換器を空気流れ方向で切断した断面図である。

【図3】ラジエータフィンおよびコンデンサフィンとを一体化した一体フィンの斜視図である。

【図4】一体フィンをチューブの長手方向で切断した断面図である。

【図5】図1の分解斜視図である。

【図6】薄板材の正面図である。

【図7】一体フィンの斜視図である。

【図8】図5のA部拡大図である。

【図9】実施形態に係る複式熱交換器の空気流れの数値解析結果を示す流線図である。

【図10】実施形態に係る複式熱交換器の空気流れの数値解析結果による、各フィンの部位毎の熱伝達率を示しグラフである。

【図11】実施形態に係る複式熱交換器の空気流れの数値解析結果による、各フィンの部位毎の風速分布を示すグラフである。

【図12】従来の複式熱交換器の空気流れの数値解析結果を示す流線図である。

【図13】従来の複式熱交換器の空気流れの数値解析結果による、各フィンの部位毎の熱伝達率を示しグラフである。

【図14】従来の複式熱交換器の空気流れの数値解析結果による、各フィンの部位毎の風速分布を示すグラフである。

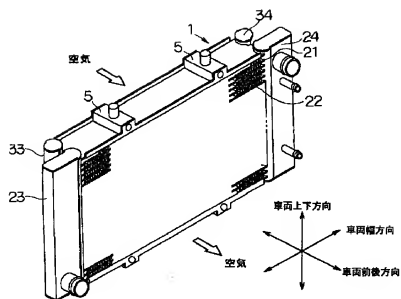
【符号の説明】

2…ラジエータ（第1熱交換器）、3…コンデンサ（第2熱交換器）、21…ラジエータチューブ（第1チューブ）、22…ラジエータフィン（第1フィン）、31…コンデンサチューブ（第2チューブ）、32…コンデンサフィン（第2フィン）。

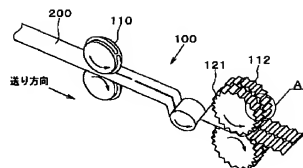
【図4】



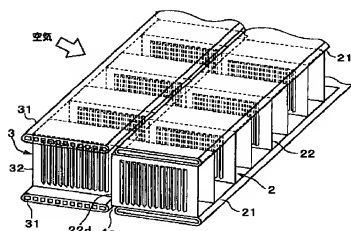
【図 1】



【図 5】

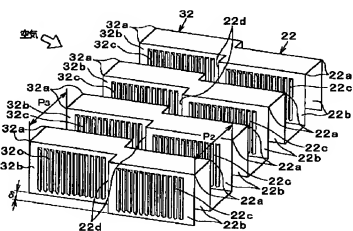


【図 2】

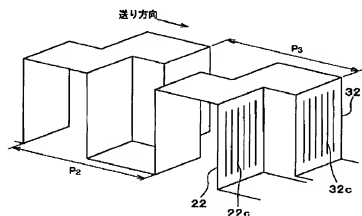


- 2: ラジエータ  
3: コンデンサ  
21: ラジエータチューブ  
22: ラジエータフィン  
31: コンデンサチューブ  
32: コンデンサフィン

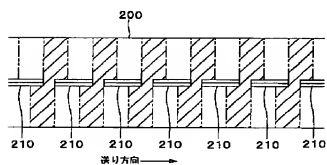
【図 3】



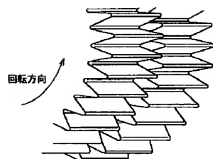
【図 7】



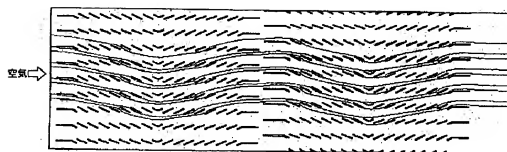
【図 6】



【図 8】



【図 9】

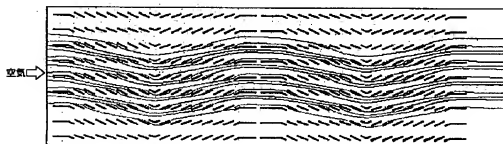


【図 11】

速度分布



【図 12】



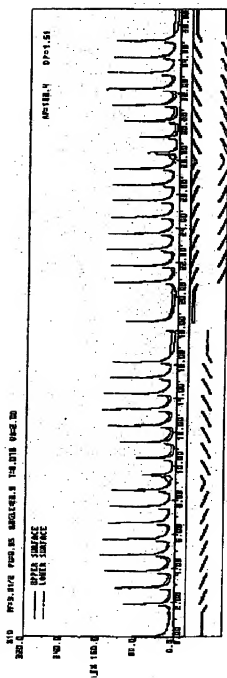
【図 14】

速度分布



【図 10】

局所熱伝達率



空気 ⇨

上流側

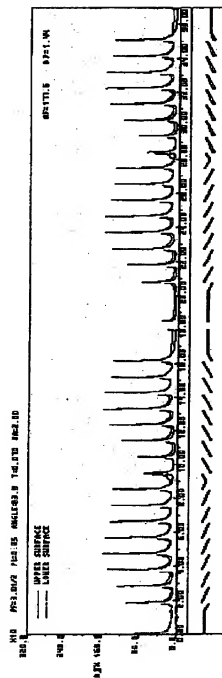
 $\alpha a = 190.17 \text{ kW/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ 

下流側

 $\alpha a = 193.45 \text{ kW/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ 

【図 13】

局所熱伝達率



空気 ⇨

上流側

 $\alpha a = 189.96 \text{ kW/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ 

下流側

 $\alpha a = 177.56 \text{ kW/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$